



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 33 033.6

Anmeldetag: 20. Juli 2002

Anmelder/Inhaber: Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG,
Dahlewitz/DE

Bezeichnung: Strömungs-Arbeits-Maschine mit überhöhtem Rotor-
Stator-Kontraktionsverhältnis

IPC: F 01 D, F 04 D

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

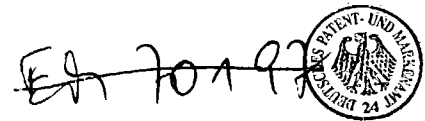
München, den 11. März 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, likely belonging to the President of the German Patent and Trademark Office.

Joost

Rolls-Royce Deutschland
Ltd. & Co. KG
Eschenweg 11
15827 Dahlewitz

RRD020701PDE-3/bs
19. Juli 2002



**Strömungs-Arbeits-Maschine mit überhöhtem Rotor-Stator-
Kontraktionsverhältnis**

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Strömungs-Arbeits-Maschine gemäß dem Oberbegriff des Hauptanspruchs bzw. des nebengeordneten Anspruchs.

Im Einzelnen bezieht sich die Erfindung auf eine Strömungs-Arbeits-Maschine mit zumindest einem mit Schaufeln versehenen Rotor und zumindest einem mit Schaufeln versehenen Stator, wobei der Rotor mittels einer rotierenden Welle in einem Gehäuse gelagert ist.

Die aerodynamische Belastung von Strömungs-Arbeits-Maschinen, wie etwa Bläsern, Verdichtern, Pumpen und Ventilatoren, die sowohl mit gasförmigem als auch mit flüssigem Medium betrieben werden können, ist durch das Wachstum und die Ablösung von Grenzschichten auf den Schaufeln sowie auf den Naben- und Gehäusewänden bestimmt. Üblicherweise erhält man ein gutes Betriebsverhalten, wenn die aerodynamische Belastung gleichmäßig auf die Rotorbeschaufelung und die Statorbeschaufelung verteilt wird, beispielsweise bei einer Bläser- oder Verdichterstufe. Dabei fällt auch die Ringkanalkontraktion, d. h. die Abnahme der Ringkanalquerschnittsfläche in Strömungsrichtung, die bei kompressiblem Arbeitsmedium zwischen der Eintritts- und der Austrittsebene einer Stufe erforderlich ist, am Rotor und Stator sehr ähnlich aus. Dabei ergeben sich leichte Unterschiede der Kontraktion am Rotor und am Stator je nach gewähltem Reaktionsgrad dieser Stufe.

Der Stand der Technik zeigt Konstruktionen, bei welchen sich die innere und die äußere Ringkanalkontur, beispielsweise von Bläsern und Verdichtern, kontinuierlich annähern und dabei einen konischen Verlauf ohne Unebenheiten aufweisen.

Demgemäss lassen sich die aus dem Stand der Technik bekannten Ringkanäle in zwei Kategorien unterteilen, zum einen in Ringkanäle mit kontinuierlich konischem Verlauf und zum anderen in Ringkanäle mit konischem Verlauf, aber gleich bleibender Fläche in den Axialspalten zwischen den Schaufeln, wobei dabei keine Kontraktion auftritt. Der letztgenannte Stand der Technik ergibt sich beispielsweise aus der US 6,312,221 B1.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zu Grunde, eine Strömungs-Arbeits-Maschine der eingangs genannten Art zu schaffen, welche bei einfachem Aufbau und betriebssicherer Wirkungsweise eine aerodynamische Entlastung des Rotors aufweist.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch die Merkmale der Kombinationen der nebengeordneten Ansprüche gelöst, die Unteransprüche zeigen weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung.

Erfindungsgemäß ist somit zum einen ein Ringkanalverlauf vorgesehen, dessen Flächenquerschnitt in mindestens einer einen Rotor und einen Stator umfassenden Stufe zu einem Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnis QRS führen, welches folgender Gleichung genügt:

$$[0,2 + (KT - 0,45)^{0,1}] < QRS < 3,0$$

wobei KT die Gesamtstufenkontraktion ist. QRS und KT wurden wie folgt berechnet:

$$\begin{aligned} QRS &= KR / KS \text{ mit } KR = ARI / ARA \\ &\text{und } KS = ASI / ASA \\ KT &= ARI / ASA \end{aligned}$$

wobei ARI, ARA, ASI und ASA sich wie folgt berechnen:

$$ARI = \pi (R_2^2 - R_1^2)$$

$$ARA = \pi (R_4^2 - R_3^2)$$

$$ASI = \pi (R_6^2 - R_5^2)$$

$$ASA = \pi (R_8^2 - R_7^2)$$

wobei in Durchströmungsrichtung der Strömungs-Arbeits-Maschine

R_1 der Radius am stromauf gelegenen Fußpunkt der Rotor-schaufel an der Rotorwelle,

R_2 der Radius am stromauf gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaufel,

R_3 der Radius am stromab gelegenen Fußpunkt der Rotorschau-fel an der Rotorwelle,

R_4 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaufel,

R_6 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel,

R_5 der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel,

R_8 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel, und

R_7 der Radius am stromab gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel sind.

In einer alternativen Ausgestaltung der Erfindung ist ein Ringkanalverlauf vorgesehen, dessen Flächenquerschnitte zu einer Axialspaltkontraktion KX1 und KX2 führen, die folgenden Gleichungen genügen:

$$0,8 < KX1 < 1,0$$

$$0,8 < KX2 < 1,0$$

wobei KX1 und KX2 folgenden Gleichungen genügen:

$$KX1 = ARA / ASI$$

$$KX2 = ASA / ARI2$$

wobei sich ARA, ASI, ASA und ARI2 wie folgt berechnen:

$$ARA = \pi (R_4^2 - R_3^2)$$

$$ASI = \pi (R_6^2 - R_5^2)$$

$$ASA = \pi (R_8^2 - R_7^2)$$

$$ARI2 = \pi (R_{10}^2 - R_9^2)$$

wobei in Strömungsrichtung der Strömungs-Arbeits-Maschine

R₃ der Radius am stromab gelegenen Fußpunkt der Rotorschaukel an der Rotorwelle,

R₄ der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaukel,

R₆ der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaukel,

R₅ der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaukel,

R_8 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel,

R_7 der Radius am stromab gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel,

R_{10} der Radius am stromauf gelegenen radial äußeren Punkt der Schaufel der stromab nächsten Rotorschaufel, und

R_9 der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Schaufel der stromab nächsten Rotorschaufel sind.

Die vorliegende Erfindung zeichnet sich durch eine Reihe erheblicher Vorteile aus.

Erfindungsgemäß bezieht sich die Erfindung auf eine Strömungs-Arbeits-Maschine sowohl für gasförmiges als auch für flüssiges Arbeitsmedium in axialer oder halbaxialer Bauart.

Die erfindungsgemäße Lösung ist sowohl bei Strömungs-Arbeits-Maschinen mit nur einer Stufe (Rotor und Stator) als auch mit mehreren Stufen einsetzbar.

Es versteht sich, dass, wie auch aus dem Stand der Technik bekannt, der Rotor aus einer Anzahl von Schaufeln aufgebaut ist, die mit der rotierenden Welle der Strömungs-Arbeits-Maschine verbunden sind und die an das Arbeitsmedium abgeben. Demgemäss besteht der Stator aus einer Anzahl feststehender Schaufeln, die entweder an beiden Enden mit Deckband oder nabenseitig mit freiem Schaufelende ausgeführt sein können. Sowohl der Rotor als auch der Stator sind in einem Gehäuse angeordnet.

Weiterhin kann die Strömungs-Arbeits-Maschine in der erfindungsgemäßen Ausgestaltung vor dem ersten Rotor einen Stator aufweisen (Vorleitrad). Die Statoren können hinsichtlich ihrer Schaufeln drehbar ausgebildet sein, so dass diese von außerhalb des Gehäuses, beispielsweise mittels einer Spindel, einstellbar sind.

Bei der erstgenannten erfindungsgemäßen Lösungsmöglichkeit, die sich auf das Kontraktionsverhältnis QRS zwischen Rotor und Stator bezieht, ist es besonders günstig, wenn die Strömungs-Arbeits-Maschine, welche beispielsweise als Turbomaschine ausgebildet sein kann, Statoren mit spezieller Hochauftriebskonfiguration und entsprechend hoher aerodynamischer Belastbarkeit umfasst. Es ist dann von großem Vorteil, wenn die einzelnen Stufen dieser Strömungs-Arbeits-Maschine mit einem Ringkanalquerschnittsverlauf versehen werden, der eine signifikante Erhöhung der Statorbelastung bei gleich bleibender Rotorbelastung erlaubt. In diesem Fall ist es sinnvoll, abweichend vom Stand der Technik, eine sichtliche Überhöhung des Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnisses einer Stufe vorzusehen. Betrachtet man eine Stufe einer mehrstufigen Strömungs-Arbeits-Maschine (Turbomaschine), so ist die Kontraktion am Rotor der Stufe vergleichsweise hoch, die am Stator der selben Stufe sehr viel geringer. Dieser Umstand lässt sich durch das erfindungsgemäß angegebene Kontraktionsverhältnis QRS zwischen Rotor und Stator quantifizieren.

Zur Verdeutlichung der Erfindung zeigt die Fig. 1 einen Ausschnitt einer mehrstufigen Turbomaschine mit der Definition der Ringkanalquerschnittsflächen.

In Fig. 1 ist die n-te Stufe einer mehrstufigen Maschine gezeigt. Die vier Eckpunkte des Rotors (n) und des Stators (n) sowie die vorderen Eckpunkte des Folgerotors (n+1) sind be-

sonders markiert. Die Eckpunkte werden durch die Schnittpunkte der Vorder- und Hinterkanten (bzw. deren radialer Verlängerung bei Rotor- oder Statorschaufelenden mit Ringspalt) und dem Gehäuse bzw. der Nabe festgelegt. Verläuft die Naben- oder Gehäusekontur in Umfangsrichtung nicht bei konstantem Radius, so kommt der in Umfangsrichtung arithmetisch gemittelte Radius zum Tragen. Der Rotor (n) besitzt die Punkte P1 bis P4, der Stator (n) die Punkte P5 bis P8 und der Rotor (n+1) die Punkte P9 bis P10. Jeder Punkt P(i) hat die axiale Position X(i) und den Radius R(i). Das Koordinatenbezugssystem liegt auf der Maschinenachse.

Die Fig. 2 zeigt die Formeln zur Berechnung der fünf Ringkanalquerschnittsflächen ARI, ARA, ASI, ASA und ARI2, welche sich aus den Radien berechnen lassen. Die Rotorkontraktion ergibt sich dann aus $KR = ARI / ARA$, während die Statorkontraktion sich aus $KS = ASI / ASA$ berechnet.

Das Kontraktionsverhältnis zwischen Rotor und Stator ist dann $QRS = KR / KS$.

Weiterhin ist die Gesamtstufenkontraktion $KT = ARI / ASA$ von Bedeutung.

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf einen Bereich überhöhter Werte von QRS in Abhängigkeit von KT nach folgender Rechenregel:

$$[0,2 + (KT - 0,45)^{01}] < QRS < 3,0$$

Der Zusammenhang gemäß oben stehender Formel ist in der rechten Hälfte der Fig. 2 grafisch dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die aus dem Stand der Technik bekannten

Strömungs-Arbeits-Maschinen sich deutlich unterhalb der Kennlinie befinden.

Die Fig. 3 zeigt einen beispielhaften Verlauf eines Ringkanals gemäß der vorliegenden Erfindung, verglichen mit einem nach dem Stand der Technik ausgeführten Ringkanal. Ausgehend von dieser aus dem Stand der Technik bekannten Ringkanalkonfiguration kann erfindungsgemäß das QRS-Kriterium durch alleinige Formgebung der Nabenkontur der Rotorwelle, durch alleinige Formgebung der Gehäusekontur oder durch eine Kombination von Formgebungen der Naben- und der Gehäusekontur erfüllt werden.

Es versteht sich, dass die Fig. 3 nur eine sehr vereinfachte Darstellung wählt. Es ist auch möglich, die Rotoreintritts- und Rotoraustrittspunkte ebenfalls zu verändern.

Bei der oben beschriebenen Alternative der erfindungsgemäßen Lösung ist auf die Ausdehnung des üblicherweise auf Rotor- und Statorreihen begrenzten statischen Druckaufbaus auf die Axialspalte zwischen den einzelnen Schaufelreihen abgestellt. Dieser Umstand lässt sich ebenfalls mit Hilfe der Ringkanalquerschnittsflächen an den Ein- und Austrittsebenen der Rotoren und Statoren quantitativ beschreiben. Hierzu wird nochmals auf die Fig. 1 Bezug genommen.

Wie in Fig. 2 dargestellt, lassen sich mit den gegebenen Ringkanalquerschnittsflächen ARA, ASI, ASA und ARI2 die Kontraktion $KX1 = ARA / ASI$ zwischen Rotor und Stator sowie die Kontraktion $KX2 = ASA / ARI2$ zwischen Stator und Folgerotor berechnen. Erfindungsgemäß ist somit ein Bereich von Werten von KX unter 1,0 vorgesehen. Hierbei gelten die folgenden Regeln:

$0,8 < KX1 < 1,0$ und

$0,8 < KX2 < 1,0$.

Die aus dem Stand der Technik bekannten Werte liegen stets über 1,0 bzw. haben einen Wert von 1,0.

Die Fig. 4 zeigt ein Ausführungsbeispiel des Verlaufs eines Ringkanals verglichen mit einem aus dem Stand der Technik bekannten Ringkanal. Ausgehend von einer gegebenen Ringkanalkonfiguration (Stand der Technik) kann erfindungsgemäß das KX-Kriterium durch alleinige Formgebung der Nabekontur, durch alleinige Formgebung der Gehäusekontur oder durch eine Kombination der Formgebungen von Naben- und Gehäusekontur erfüllt werden.

Auch bei der Darstellung der Fig. 4 wurde aus Gründen der Klarheit darauf verzichtet, dass die Rotor- und Statoraustrittspunkte ebenfalls verändert werden können.

Aus dem Vergleich mit dem Stand der Technik ergibt sich, dass die aus dem Stand der Technik bekannten Ringkanäle nicht die Verwendung stark unterschiedlicher Kontraktionen (Flächenverhältnisse) in Rotor und Stator umfassen. Die erfindungsgemäße Lösung ist somit besonders dann von großem Vorteil, wenn unterschiedliche Entwurfsmethodiken für Rotoren und Statoren verwendet werden. Dies kann beispielsweise der Einsatz konventionell hergebrachter Techniken am Rotor und der Einsatz von neuen Hochauftriebskonfigurationen am Stator sein. Sämtliche Bläser- und Verdichterentwürfe des Standes der Technik zeigen sehr klar umrissene Unterschiede bezüglich der prozentualen Abnahme der Ringkanalflächen in Strömungsrichtung über Rotor und Stator einer Stufe. Der Stand der Technik zeigt auch nicht eine teilweise Verlagerung der Diffusion von den Schaufelreihen in die Axial-

spalte. Dies bedeutet, es wird beim Stand der Technik von einer abnehmenden oder gleich bleibenden Ringkanalquerschnittsfläche in Strömungsrichtung ausgegangen.

Erfindungsgemäß ist es somit besonders vorteilhaft, dass der Einsatz eines erhöhten Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnisses die Voraussetzung für einen Entwurf einer Strömungs-Arbeits-Maschine oder einer Turbomaschine schafft, der den Hybrideinsatz einer sich üblich fortentwickelnden Rotortechnologie und einer neuartigen Technik für Statoren in Hochauftriebskonfigurationen beinhaltet. Der erfindungsgemäße Lösungsansatz ist somit völlig neuartig und anders als aus dem Stand der Technik bekannt und schafft eine abgegrenzte Kategorie neuer Strömungs-Arbeits-Maschinen bzw. Turbomaschinen.

Für ein gegebenes Druckverhältnis einer Turbomaschine lässt sich unter Beibehaltung oder Verbesserung des Wirkungsgrades (bis zu 2 % abhängig von der Wirkungsweise der erwähnten Spezialstatoren) die Anzahl der verbauten Teile um etwa 40 % senken. Die Kosten sinken dabei um etwa 20 %.

Bei Einsatz des Konzeptes im Verdichter eines Flugtriebwerkes mit rund 25.000 Pfund Schub ergibt sich so eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von bis zu 1 %.

Darüber hinaus bietet der Einsatz von Axialspaltkontraktionen unter 1,0 eine Möglichkeit, die üblicherweise ungenützten Axialspalten als aktive Elemente in den Prozess des statischen Druckaufbaus in der Strömungs-Arbeits-Maschine (Turbomaschine) einzubinden, und eine gegebene axiale Baulänge effektiver zu nutzen. Auch dieser Ansatz ist hinsichtlich seines Gesamtkonzeptes völlig neuartig und durch den Stand der Technik in keiner Weise angedacht. Er schafft bereits für sich genommen eine abgegrenzte Kategorie neuer Strö-

mungs-Arbeits-Maschinen (Turbomaschinen). Für ein gegebenes Druckverhältnis der Strömungs-Arbeits-Maschine (Turbomaschine) lässt sich der Wirkungsgrad um etwa 0,5 % erhöhen, die Anzahl der verbauten Schaufeln kann um 5 % verringert werden. Die Kosten sinken um etwa 2 %. Bei Einsatz des Konzeptes im Verdichter eines Flugtriebwerks mit rund 25.000 Pfund Schub ergibt sich so eine Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs um etwa 0,25 %.

Patentansprüche

1. Strömungs-Arbeits-Maschine mit zumindest einem mit Schaufeln versehenen Rotor und zumindest einem mit Schaufeln versehenen Stator, wobei der Rotor mittels einer rotierenden Welle in einem Gehäuse gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ringkanalverlauf vorgesehen ist, dessen Flächenquerschnitt in mindestens einer einen Rotor und einen Stator umfassenden Stufe zu einem Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnis QRS führen, welches folgender Gleichung genügt:

$$[0,2 + (KT - 0,45)^{0,1}] < QRS < 3,0$$

wobei QRS nach folgender Formel definiert ist:

$$QRS = KR / KS$$

wobei KT die Gesamtstufenkontraktion ist. QRS und KT sind wie folgt zu bestimmen:

$$QRS = KR / KS \text{ mit } KR = ARI / ARA$$

$$\text{und } KS = ASI / ASA$$

$$KT = ARI / ASA$$

wobei ARI, ARA, ASI und ASA sich wie folgt berechnen:

$$ARI = \pi (R_2^2 - R_1^2)$$

$$ARA = \pi (R_4^2 - R_3^2)$$

$$ASI = \pi (R_6^2 - R_5^2)$$

$$ASA = \pi (R_8^2 - R_7^2)$$

wobei in Durchströmungsrichtung der Strömungs-Arbeits-Maschine

R_1 der Radius am stromauf gelegenen Fußpunkt der Rotor-schaufel an der Rotorwelle,

R_2 der Radius am stromauf gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaufel,

R_3 der Radius am stromab gelegenen Fußpunkt der Rotorschaufel an der Rotorwelle,

R_4 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaufel,

R_6 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel,

R_5 der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel,

R_8 der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel, und

R_7 der Radius am stromab gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel sind.

2. Strömungs-Arbeits-Maschine mit zumindest einem mit Schaufeln versehenen Rotor und zumindest einem mit Schaufeln versehenen Stator, wobei der Rotor mittels einer rotierenden Welle in einem Gehäuse gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ringkanalverlauf vorgesehen ist, dessen Flächenquerschnitte zu einer Axialspaltkonzentration $KX1$ und $KX2$ führen, die folgenden Gleichungen genügen:

$$0,8 < KX1 < 1,0$$

$$0,8 < KX2 < 1,0$$

wobei KX1 und KX2 folgenden Gleichungen genügen:

$$KX1 = ARA / ASI$$

$$KX2 = ASA / ARI2$$

wobei sich ARA, ASI, ASA und ARI2 wie folgt berechnen:

$$ARA = \pi (R_4^2 - R_3^2)$$

$$ASI = \pi (R_6^2 - R_5^2)$$

$$ASA = \pi (R_9^2 - R_7^2)$$

$$ARI2 = \pi (R_{10}^2 - R_9^2)$$

wobei in Strömungsrichtung der Strömungs-Arbeits-Maschine

R₃ der Radius am stromab gelegenen Fußpunkt der Rotor-schaufel an der Rotorwelle,

R₄ der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Rotorschaufel,

R₆ der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel,

R₅ der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel,

R₈ der Radius am stromab gelegenen radial äußeren Punkt der Statorschaufel,

R_7 der Radius am stromab gelegenen radial inneren Punkt der Statorschaufel,

R_{10} der Radius am stromauf gelegenen radial äußeren Punkt der Schaufel der stromab nächsten Rotorschaukel, und

R_9 der Radius am stromauf gelegenen radial inneren Punkt der Schaufel der stromab nächsten Rotorschaukel sind.

3. Strömungs-Arbeits-Maschine mit einer Kombination der Merkmale der Ansprüche 1 und 2.
4. Strömungs-Arbeits-Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Werte von QRS und/oder $KX1$ bzw. $KX2$ durch Formgebung der Kontur der Nabe bzw. der Rotorwelle erhalten werden.
5. Strömungs-Arbeits-Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Werte von QRS und/oder $KX1$ bzw. $KX2$ durch Formgebung der Kontur des Gehäuses erhalten werden.
6. Strömungs-Arbeits-Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Werte von QRS und/oder $KX1$ bzw. $KX2$ durch eine Kombination auf Formgebung der Kontur der Nabe bzw. der Rotorwelle und der Kontur des Gehäuses erhalten werden.
7. Strömungs-Arbeits-Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, gekennzeichnet durch eine einen Rotor und einen Stator umfassende Stufe.

8. Strömungs-Arbeits-Maschine nach einem der Ansprüche 1 bis 6, gekennzeichnet durch mehrere, jeweils einen Rotor und einen Stator umfassende Stufen.

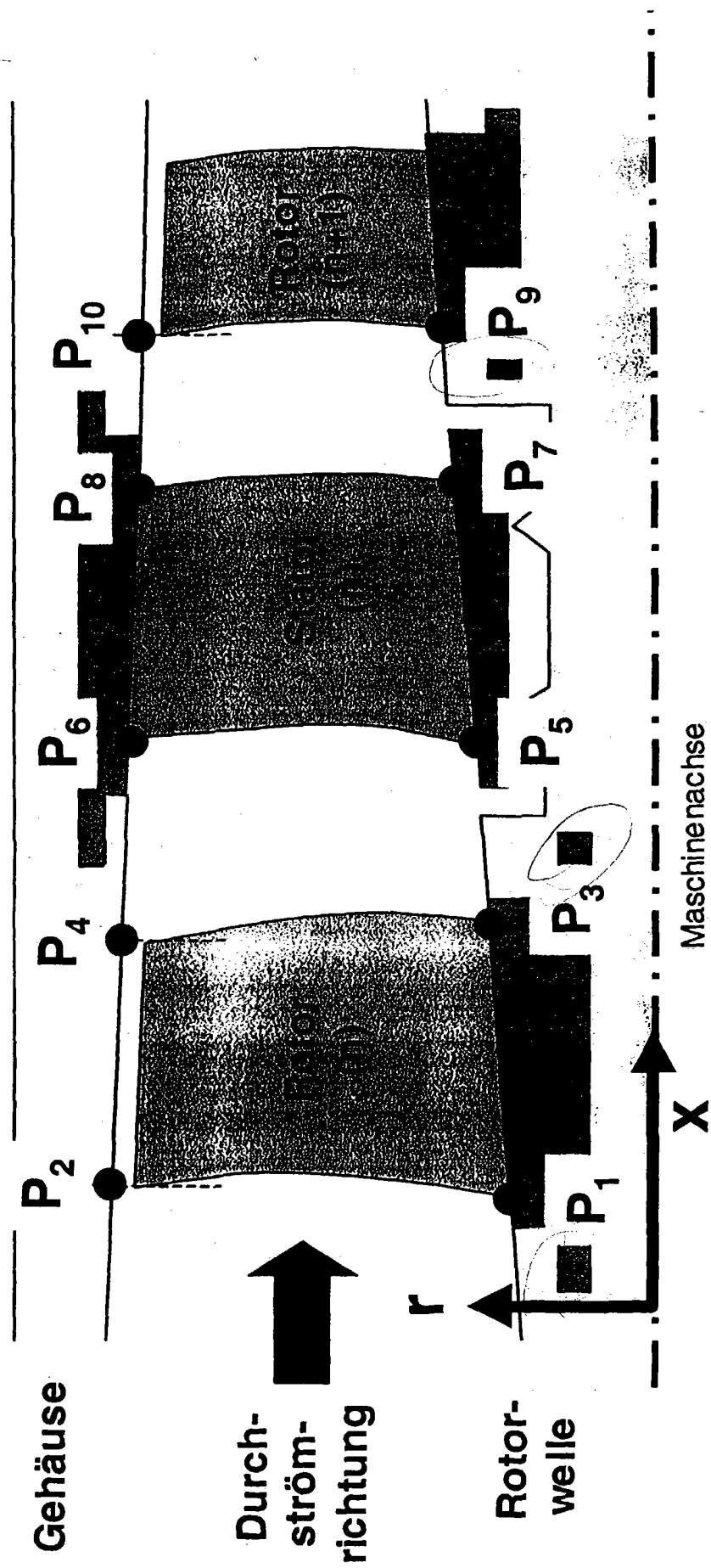
Zusammenfassung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Strömungs-Arbeits-Maschine mit zumindest einem mit Schaufeln versehenen Rotor und zumindest einem mit Schaufeln versehenen Stator, wobei der Rotor mittels einer rotierenden Welle in einem Gehäuse gelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ringkanalverlauf vorgesehen ist, dessen Flächenquerschnitt in mindestens einer einen Rotor und einen Stator umfassenden Stufe zu einem Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnis QRS führen, welches folgender Gleichung genügt:

$$[0,2 + (KT - 0,45)^{0,1}] < QRS < 3,0$$

wobei KT die Gesamtstufenkontraktion ist.

Ausschnitt einer mehrstufigen Turbomaschine, Definition von Ringkanalquerschnittsflächen



Ausschnitt einer mehrstufigen Turbomaschine, Definition von Ringkanalquerschnittsflächen n

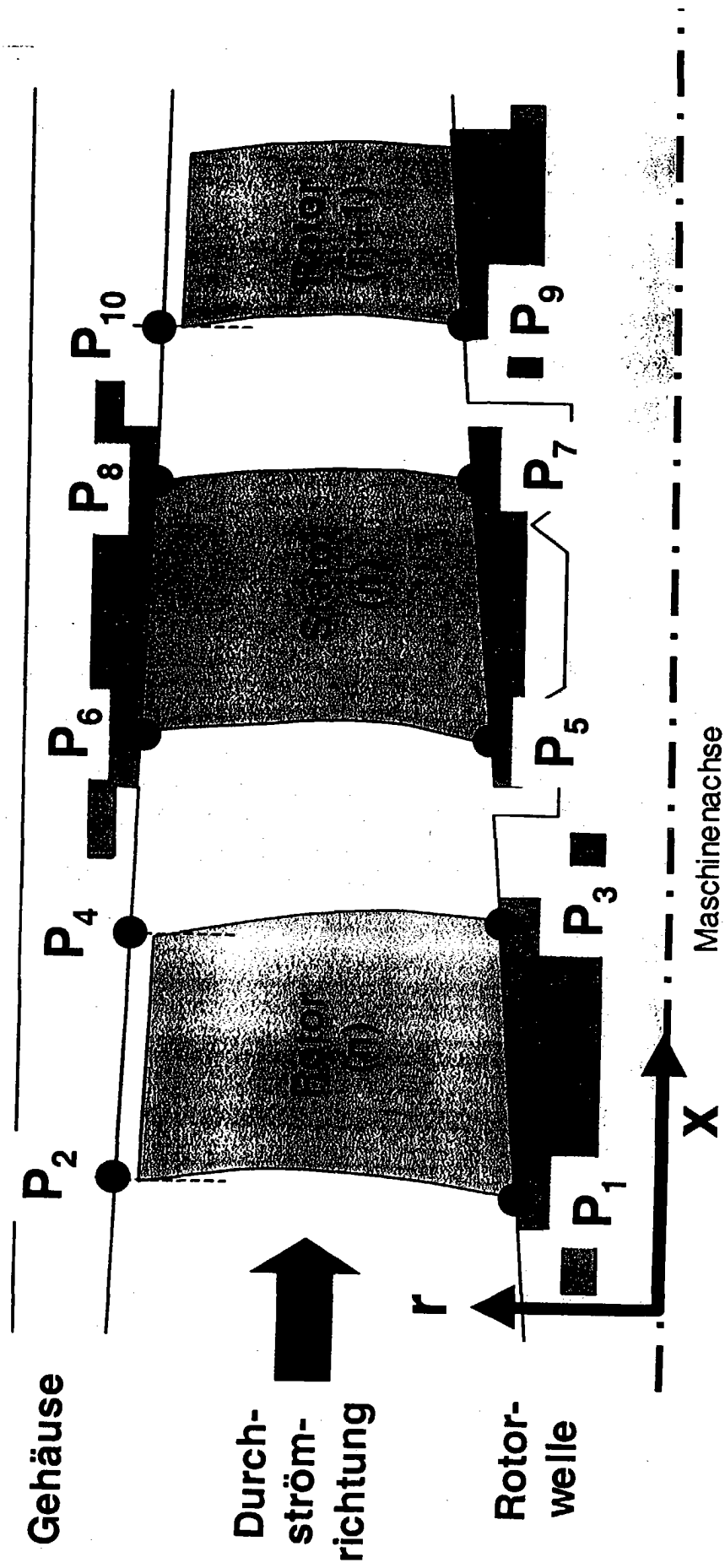


Fig. 1

Spezifikation des Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnisses QRS und der Axialspaltkontraktionen KX1, KX2

$$P_i = P(X_i, R_i)$$

$$ARI = \pi(R_2^2 - R_1^2)$$

$$ARA = \pi(R_4^2 - R_3^2)$$

$$ASI = \pi(R_6^2 - R_5^2)$$

$$ASA = \pi(R_8^2 - R_7^2)$$

$$ARI2 = \pi(R_{10}^2 - R_9^2)$$

$$KR = ARI / ARA$$

$$KS = ASI / ASA$$

$$KT = ARI / ASA$$

$$QRS = KR / KS$$

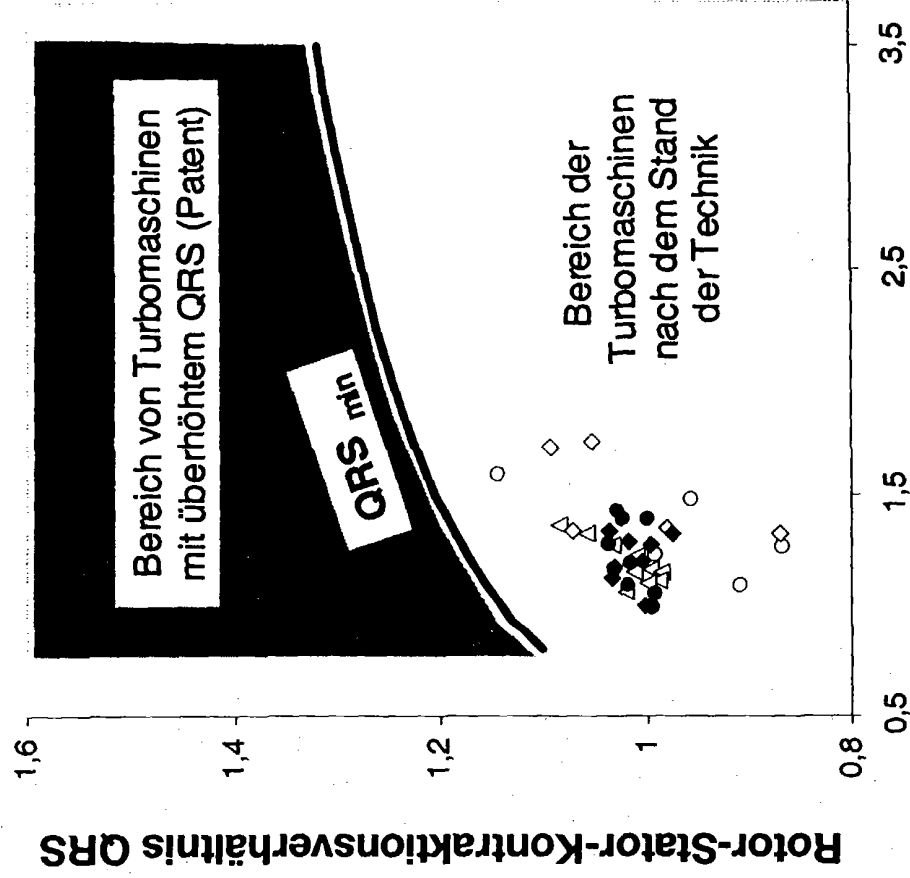
$$KX1 = ARA / ASI$$

$$KX2 = ASA / ARI2$$

$$[0,2 + (KT - 0,45)^{0,1}] < QRS < 3,0$$

$$0,8 < KX1 < 1,0$$

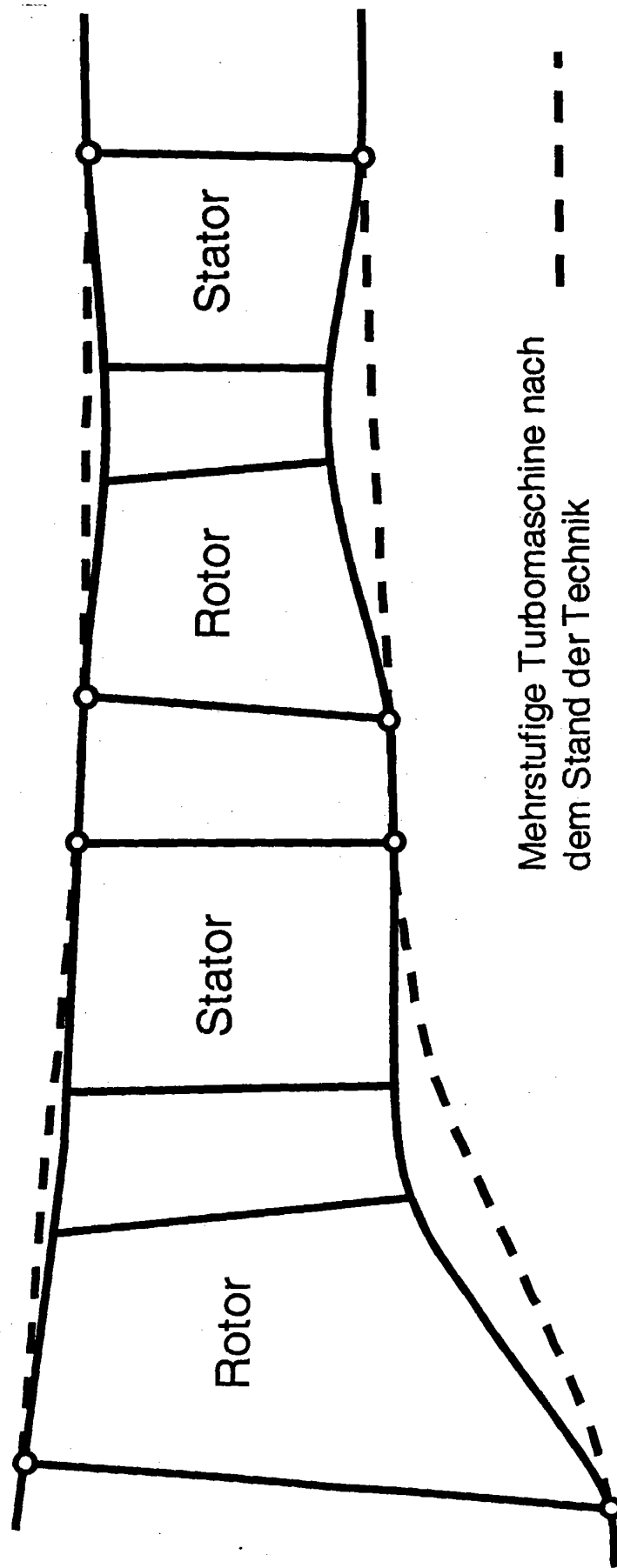
$$0,8 < KX2 < 1,0$$



Stufengesamtkontraktion KT

Fig. 2

**Beispiel für eine mehrstufige Turbomaschine mit überhöhtem Rotor-Stator-Kontraktionsverhältnis
(vorliegende Erfindung gegen Stand der Technik)**



Mehrstufige Turbomaschine nach
dem Stand der Technik

Mehrstufige Turbomaschine mit
überhöhtem R-S-Kontraktionsverh.

